

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-91329

(43)公開日 平成11年(1999)4月6日

(51) Int.Cl.⁶
 B 6 0 G 17/015
 B 6 2 D 6/00
 // B 6 2 D 115:00
 119:00

識別記号

F I
 B 6 0 G 17/015
 B 6 2 D 6/00

B

(21)出願番号 特願平9-253224
 (22)出願日 平成9年(1997)9月18日

審査請求 未請求 請求項の数2 O.L (全10頁)

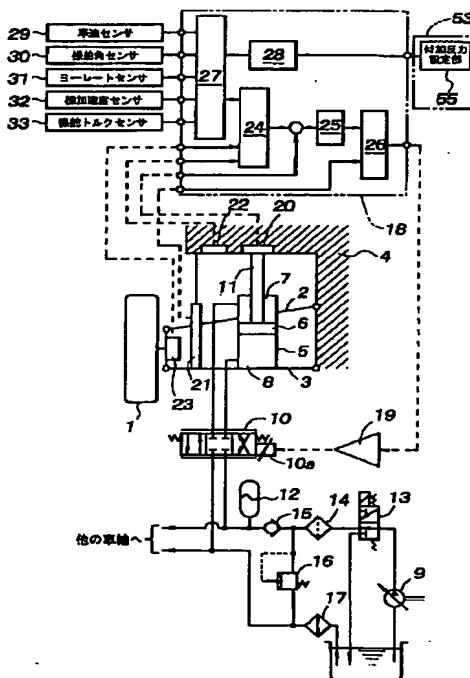
(71)出願人 000005326
 本田技研工業株式会社
 東京都港区南青山二丁目1番1号
 (72)発明者 伊沢 正樹
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
 社本田技術研究所内
 (72)発明者 渋江 秀明
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
 社本田技術研究所内
 (72)発明者 忍田 圭
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
 社本田技術研究所内
 (74)代理人 弁理士 大島 陽一

(54)【発明の名称】 接地荷重制御装置

(57)【要約】

【課題】 通常時の無理な旋回を抑制すると共に障害物等の回避時には一時的に限界を越えた旋回性能を安定して得ることを可能とする。

【解決手段】 操舵角、路面状態等からそのままでは所望の旋回が行えない、即ち切り過ぎであると判断した場合に旋回限界を超えないように適切な操舵反力を発生させると共に、障害物等の回避操舵時には、ばね上、ばね下両加速度の一方、或いは両方をアクチュエータが発生する推力によって直接制御してばね上、ばね下両質量の一方、或いは両方の慣性力を発生させてこれの反力を接地面に作用させることにより、操舵輪の接地荷重を一時的に増大させ、タイヤのグリップ力の発生限界を高め、安定に効率良く旋回することが可能となる。このとき、操舵反力の発生のための操舵状態の検出用センサ、判断手段と接地荷重制御のための操舵限界の予測または検出用センサ、判断手段とを共通化することで、構造が簡単になり、部品点数が削減される。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車体と車軸との間の上下方向相対距離を能動的に変化させるアクチュエータに推力を与えてばね上質量とばね下質量との少なくともいずれか一方に加速度を発生させ、該加速度に基づくばね上質量とばね下質量との少なくともいずれか一方の慣性力の反力をタイヤと路面との間に作用する接地荷重に加える接地荷重制御手段と、

操舵角を検出する手段と、

検出された操舵角が切り過ぎであるか否かを判定する手段と、

操舵反力トルクを増大させる手段と、

前記切り過ぎ判定手段により切り過ぎであると判定されたら前記操舵反力トルク増大手段によりステアリングの操舵反力トルクを増大させ、かつ操舵反力トルクを増大させても更に切り増していたら前記接地荷重制御手段により各車輪の接地荷重を増大させる制御手段とを有することを特徴とする接地荷重制御装置。

【請求項2】 前記制御手段が、操舵反力トルク増大後の切り増しを、増大させた付加反力トルクから判断するようになっていることを特徴とする請求項1に記載の接地荷重制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、ばね上質量とばね下質量との少なくともいずれか一方に加速度を発生させて接地荷重を一時的に増大させることのできる接地荷重制御手段を具備する接地荷重制御装置に関し、特に加速性能及び旋回性能の向上に寄与し得る接地荷重制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 例えば低々路などに於ける車両旋回時に運転者の操舵量が大きい領域では、操舵量に対して実際の車両の挙動が追従しないことがあり、その場合にはセルフアライニングトルクが小さいことから操舵反力も小さく、運転者は操舵限界以上にハンドルを切ってしまうことがあることから、これを防止するべく適度な操舵反力（アクティブ操舵反力）を補助操舵トルク発生用のアクチュエータにて発生させる操舵反力発生装置が従来から提案されている（例えば特願平8-255572号明細書参照）。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記アクティブ操舵反力発生装置を具備する車両にあっても、上記アクティブ操舵反力に抗して運転者がハンドルを切ることは可能であり、これを防止することはできなかった。また、このように運転者が上記アクティブ操舵反力に抗してもハンドルを切ろうとする場合には、障害物回避等の必要な操舵であることがあり、このような操舵は可能な限り車体挙動に反映させることが望ましい。

2

【0004】 ところで、タイヤのグリップ力Fは、タイヤと路面との間の摩擦係数 μ とタイヤの接地面に加わる垂直荷重Wとの積（ $F = \mu W$ ）で与えられる。つまり車両の運動性を大きく左右するタイヤのグリップ力は、タイヤと路面との間の摩擦係数が一定ならば、接地荷重に比例すると言える。

【0005】 本発明は、このような従来技術に課せられた問題点を解消するべく案出されたものであり、その主な目的は、適正な操舵範囲を越える無理な操舵角の増加を抑制すると共に障害物等を回避するための操舵時には一時的に旋回限界を越えた旋回性能を安定して得ることが可能な接地荷重制御装置を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】 このような目的を果たすために、本発明においては、旋回時に車速、各車輪速、操舵角、ヨーレート、横加速度などの信号から、そのままで所望の旋回が行えない、即ち切り過ぎであると判断した場合に旋回限界を超えないよう適切な操舵反力を発生させると共に、その操舵反力発生後も更に切り増していくと、これを障害物等の回避操舵であると判断し、車体と車軸との間に設けたアクチュエータの伸張加速度で車体に垂直方向の慣性力を発生させ、その反力によってタイヤの接地荷重を増大させ、一時的に旋回限界を超えた操舵性能を得るものとした。

【0007】 これによると、通常旋回時には適切な操舵反力の発生により操舵限界を越えた操舵を抑制し、障害物等の回避時には車両重量を超えた荷重をタイヤの接地面に一時的に加えてタイヤのグリップ力の発生限界を所望に応じて引き上げ、一時的な旋回性能を向上させることができる。

【0008】

【発明の実施の形態】 以下に添付の図面を参照して本発明の構成について詳細に説明する。

【0009】 図1は、本発明が適用された車両の能動型懸架装置の要部の概略構成を模式的に示している。タイヤ1は、上下のサスペンションアーム2・3により、車体4に対して上下動可能に支持されている。そして下サスペンションアーム3と車体4との間には、油圧駆動によるリニアアクチュエータ5が設けられている。

【0010】 接地荷重制御手段を構成するリニアアクチュエータ5は、シリンダ/ピストン式のものであり、シリンダ内に挿入されたピストン6の上下の油室7・8に可変容量型油圧ポンプ9から供給される作動油圧をサーボ弁10で制御することにより、ピストンロッド11に上下方向の推力を発生させ、これによってタイヤ1の中心（車軸）と車体4との間の相対距離を自由に変化させることができるようになっている。

【0011】 ポンプ9からの吐出油は、ポンプ脈動の除去および過渡状態での油量を確保するためのアキュムレータ12に蓄えられた上で、各輪に設けられたアクチュ

50

エータ5に対し、各アクチュエータ5に個々に設けられたサーボ弁10を介して供給される。

【0012】この油圧回路には、公知の能動型懸架装置と同様に、アンロード弁13、オイルフィルタ14、逆止弁15、圧力調整弁16、およびオイルクーラ17などが接続されている。

【0013】なお、サーボ弁10は、電子制御ユニット(ECU)18から発せられる制御信号をサーボ弁ドライバ19を介してソレノイド10aに与えることにより、油圧アクチュエータ5に与える油圧と方向とが連続的に制御されるものであり、車体4とピストンロッド11との接続部に設けられた荷重センサ20、車体4と下サスペンションアーム3との間に設けられたストロークセンサ21、車体側の上下加速度を検出するばね上加速度センサ22、およびタイヤ側の上下加速度を検出するばね下加速度センサ23の信号を制御手段を構成する第1のECU18で処理した信号に基づいて制御される。

【0014】ECU18には、路面状態検出部27と、切り過ぎ判定手段としての切り過ぎ判定部28と、目標荷重演算部24と、安定化演算部25と、変位制限比較演算部26とが設けられている。そして、従動輪に設けられた車速センサ29、操舵角センサ30、ヨーレートセンサ31、横加速度センサ32及び操舵トルクセンサ33からの信号に基づき路面状態検出部27にて発生する推定路面摩擦係数 μ 及び操舵角センサ30からの操舵角信号に基づき切り過ぎ判定部28から出力される切り過ぎ予測信号または切り過ぎ検出信号と、路面状態検出部28によるばね上加速度センサ22からの信号と、ばね下加速度センサ23からの信号とを参照して目標荷重演算部24にて仮の目標荷重を求め、この値と荷重センサ20の信号との差分を安定化演算部25で処理した後、変位制限比較演算部26でストロークセンサ21の信号を参照してアクチュエータ5のストロークの範囲内での制御が行われるようにサーボ弁ドライバ19に与える指令値を調整する。そしてこの調整された指令信号により、目標荷重と実荷重とが等しくなるようにサーボ弁10を駆動してアクチュエータ5にストロークを発生させ、タイヤ接地荷重を増大させる向きの上下加速度を、ばね上質量とばね下質量との少なくともいずれか一方に発生させる。

【0015】一方、図2には上記車両の電動パワーステアリング装置の要部の概略構成を模式的に示している。この電動パワーステアリング装置は、補助操舵力トルク発生装置と補助操舵反力トルク発生装置とを兼ねるものであり、ステアリングホイール41に一体結合されたステアリングシャフト42に自在継手及び連結軸を介して連結されたピニオン44及びピニオン44に噛合して車幅方向に往復動し得ると共に、タイロッド45を介して左右の前輪1のナックルアーム47にその両端が連結されたラック軸48で構成されたラック/ピニオン機構か

らなる手動操舵力発生手段49と、この手動操舵力発生手段49による操舵力を軽減するための補助操舵力を発生するべく、ラック軸48と同軸的に配設され、かつ回転力を軸力に変換するボールねじ機構50aを内蔵した電動機50を有し、操舵トルクセンサ33及び操舵角センサ30からの検出値Tp・θs等に基づいて電動機50の出力を制御手段を構成する第2のECU51をもって制御するようになっている。

【0016】図3に示すように、ECU51には、補助操舵力トルク制御系と補助操舵反力トルク制御系との二つが受容されているが、補助操舵力トルク制御系は、操舵トルクセンサ33からの出力Tpに基づいて電動機50に発生させるべき出力トルクを設定する出力目標値設定部52と、これによって生成される出力目標値に基づいて電動機50の出力を制御する電動機出力制御部53と、電動機50に流れる電流を検出してフィードバックする電動機電流検出部54とからなっている。その作動要領は従来のパワーステアリング装置と同様であるので詳細な説明を省略する。また補助操舵反力トルク制御系は、路面状態検出部27の出力値μと、操舵角センサ30の出力値θsに基づいてステアリングホイール41に加えるべき付加反力を設定する付加反力設定部55を有している。この付加反力設定部55は上記切り過ぎ判定部28にも接続され、相互に信号を授受するようになっている。

【0017】ここで、路面状態検出部27では、車速センサ29、操舵角センサ30、ヨーレートセンサ31、横加速度センサ32からの出力値に基づき、例えば予め設定された路面摩擦係数判定マップを参照して公知の方法により路面摩擦係数 μ を推定するものであり、ここではその詳細な説明は省略する。

【0018】なお、路面摩擦係数 μ は電動機50を駆動する際の各種データから推定したり、ナックルアーム7～タイロッド5～ラック軸8の適所にロードセルなどを設けて直接的に検出したラック軸の反力から求めても良い。

【0019】次に、本発明装置の作動要領について図4のフローチャートに沿って説明する。まず、ステップ1～ステップ4で、ヨーレートセンサ31、横加速度センサ32、操舵角センサ30及び車速センサ29から各信号を読み込み、上述した路面状態検出部24によって路面摩擦係数 μ を検出(推定)し、予め定められた路面摩擦係数 μ と最大許容操舵角θmaxとの対応マップからその時の路面摩擦係数 μ に対応する最大許容操舵角θmaxを求め、これを実操舵角θsと比較して或る程度幅のある切り過ぎ領域に実操舵角θsが入っているか否かを切り過ぎ判定部28にて判定する(ステップ5)。そして、切り過ぎ領域に実操舵角θsが入っていない場合、ステップ1に戻り、切り過ぎ領域に実操舵角θsが入っている場合、ステップ6にて、図5に示すように、

最大許容操舵角 θ_{max} と実操舵角 θ_s の比を演算器 6 2 で求め、この比から、操舵角センサ 3 0 の出力 θ_s を微分器 6 3 を通すことによって得た操舵角速度 $\theta_{s'}$ を加味して定めた付加反力マップ 6 4 を参照して付加反力 C を決定する。これを補助操舵力制御系の出力目標値設定部 5 1 が生成した出力目標値から減算する（図 3）。これによりステアリングホイール 4 1 に加わる補助操舵力の減算分を運転者に操舵反力トルク（操舵抵抗）の増大として感知させる。

【0020】ここで、操舵角速度 $\theta_{s'}$ が高い急速な操舵の場合は、操舵系の慣性力による操舵エネルギーが大きくなるため、一定の付加反力のみであると切り過ぎを充分に抑制できなくなる場合があり得る。そこで、比 θ_s / θ_{max} に対する付加反力 C の関係値を、操舵角速度 $\theta_{s'}$ が高くなるほど付加反力 C の増大率が高まるようにしてステアリングホイール 4 1 に加わる操舵抵抗を大きくし、操舵の緩急に関わりなく適切な操舵反力をステアリングホイール 4 1 に与えることができる。

【0021】次に、ステップ 7 にて、操舵反力トルク（操舵抵抗）を増大させたにも関わらず更にハンドルを切り増しているか否かを判定する。この判定は、現在の操舵角と直前の操舵角とを単純に比較しても良いが、図 5 の付加反力マップ 6 4 に記号 k で示すように、付加反力 C が所定値 k を越えたらハンドルを切り増していると判定しても良い。この付加反力 C によりハンドルの切り増しを判断すれば、操舵角速度 $\theta_{s'}$ が考慮され、操舵角に対して車両挙動の変化が小さくなつたとき（または変化しなくなつたとき）に適正なタイミングで接地荷重制御を行うことができる。

【0022】上記ステップ 7 にてハンドルを切り増していると判定されなかつたらステップ 1 に戻り、切り増していると判定されたら、例えば障害物回避のための操舵であると判断してステップ 8 にてタイヤの接地荷重を増大させるように制御する。

【0023】次に、接地荷重を一時的に増加させる原理について説明する。図 6 のモデルにおいて、

M2：ばね上質量

M1：ばね下質量

Z2：ばね上座標

Z1：ばね下座標

Kt：タイヤのばね定数

Fz：アクチュエータ推力

とし、下向きを正方向とすると、ばね上質量 M2 並びにばね下質量 M1 の運動方程式は、それぞれ次式で与えられる。ただし式中の * マークは一階微分を表し、** マークは二階微分を表す。

$M2 \cdot Z2'' = -Fz$

$M1 \cdot Z1'' + Kt \cdot Z1 = Fz$

【0024】従つて、タイヤ接地荷重 W は次式で与えられる。

10 W = -Kt · Z1 = -Fz + M1 · Z1''
= M2 · Z2'' + M1 · Z1''

【0025】つまり接地荷重 W は、ばね上慣性力とばね下慣性力との和となるので、アクチュエータ 5 の伸縮加速度を制御してばね上質量とばね下質量との少なくともいずれか一方の慣性力を変化させることにより、接地荷重 W を変化させることができる。従つて、アクチュエータ 5 の伸張加速度を制御することにより、接地荷重 W をタイヤ毎に一時的に増大させることが可能となる。な

お、サスペンションストロークを 200 mm としてアクチュエータ 5 に 1 トンの推力を発生させた場合、約 0.2 秒間作動させることができる。

【0026】例えば、車両の旋回時には図 7 (a) に示すように、操舵輪としての前輪の接地荷重が後輪よりも大きいが、前輪の接地荷重を現在の接地荷重よりも通常時に比して一時的に増大させることにより（図 7 (b)）、操舵輪のグリップ力が向上し、操舵限界が一時的に高くなり、旋回性能が向上する。図示したものは前輪駆動車であるが、後輪駆動車、4 輪駆動車について 20 もその程度は異なるもののこれと同様である。

【0027】なお、図 7 では、タイヤの接地荷重（=グリップ力）分布を概念的に示し、静荷重の範囲での接地荷重を実線の円で表し、アクチュエータ 5 のストローク制御で増大した接地荷重を二点鎖線の円で表している。

【0028】一般的には、アクチュエータの消費エネルギーを節約するために車両重量を支持する懸架スプリングと減衰力発生用ダンパとを併用するが（図 8 参照）、その場合は、Ks：懸架スプリングのばね定数 C：ダンパの減衰係数とすると、ばね上質量 M2 並びにばね下質量 30 M1 の運動方程式は、それぞれ次式で与えられる。

$$M2 \cdot Z2'' + C \cdot (Z2^* - Z1^*) + Ks \cdot (Z2 - Z1) = -Fz$$

$$M1 \cdot Z1'' + C \cdot (Z1^* - Z2^*) + Ks \cdot (Z1 - Z2) + Kt \cdot Z1 = Fz$$

【0029】従つて、タイヤ接地荷重 W は次式で与えられる。

$$W = -Kt \cdot Z1$$

$$= -Fz + M1 \cdot Z1'' + C \cdot (Z1^* - Z2^*)$$

$$+ Ks \cdot (Z1 - Z2)$$

40 $= M2 \cdot Z2'' + M1 \cdot Z1''$

【0030】つまり接地荷重 W は、上記と同様に、アクチュエータの伸縮加速度を制御することによって変化させることができることが分かる。

【0031】実際の車両の慣性力は、上下方向運動のみならず、ローリング運動およびピッキング運動によっても発生する。ここではばね上質量の重心点を通る各軸回りの回転運動を、

ロールレイト : ϕ

ピッキング : θ

ヨーレイト : γ

とし、重心位置を基準とした前後方向中心線と左右方向中心線から各輪の接地中心までの距離をそれぞれ L_f 、 L_r 、 $T_f/2$ 、 $T_r/2$ とし (図9参照)、各輪のアクチュエータの推力を、 F_{z1} (前左)、 F_{z2} (前右)、 F_{z3} (後右)、 F_{z4} (後左) とし、力、モーメント、並びに座標系の向きを図10に示すものとすれば、ローリングモーメントは、

$$M_x = T_f/2 \cdot (-F_{z1} + F_{z2}) - T_f/2 \cdot (-F_{z3} + F_{z4})$$

$$M_y = L_f \cdot (-F_{z1} - F_{z2}) - L_r \cdot (-F_{z3} - F_{z4})$$

となる。

【0032】また、

ローリング慣性モーメント: I_x

ピッキング慣性モーメント: I_y

とすれば、ローリング慣性力は、

$$I_x \phi^* = M_x$$

$$= T_f/2 \cdot (-F_{z1} + F_{z2}) - T_f/2 \cdot (-F_{z3} + F_{z4})$$

となり、ピッキング慣性力は

$$I_y \theta^* = M_y$$

$$= L_f \cdot (-F_{z1} - F_{z2})$$

$$- L_r \cdot (-F_{z3} - F_{z4})$$

となる。

【0033】さらに上下運動の慣性力は、

$$M_2 \cdot Z_2^{**} = -F_{z1} - F_{z2} - F_{z3} - F_{z4}$$

となり、これらの慣性力の少なくとも1つを制御することにより、ローリング運動およびピッキング運動を含む場合の接地荷重も、各タイヤについて個々に制御することで、一層旋回時の安定性が向上する。なお、従来のものは、4輪に荷重を配分するため、ローリング慣性力、ピッキング慣性力、並びに上下運動の慣性力は発生せず、これらの値は0となる。

【0034】尚、上記実施形態は、アクチュエータとして油圧駆動のシリンダ装置を用いるものを示したが、これはリニアモータ或いはボイスコイルなどの如きその他の電気式の推力発生手段を用いても、あるいはカム機構やばね手段を用いて加速度を発生させても、同様の効果を得ることもできる。

【0035】また、本発明の要旨を逸脱しない範囲で使用センサを簡略化することもできる。例えば、ばね上、ばね下両加速度センサの出力差を二階積分することでも位置検出信号を得ることができるので、ストロークセンサを廃止することができるし、ばね上、ばね下両重量の実測値と、ばね上、ばね下両加速度センサの出力値とを演算することでアクチュエータが発生する力を求めることができるので、荷重センサを廃止することもできる。さらに、荷重センサと変位センサとの信号に基づいて状態推定器を構成し、ばね上、ばね下両加速度を間接的に求めることもできる。さらにECUについても、デジタル、アナログ、またはハイブリッドのいずれでも実現

可能なことは言うまでもない。

【0036】

【発明の効果】このように本発明によれば、旋回時にハンドルの切り過ぎを検出し、その結果に基づき適正な操舵反力を発生させると共に更に切り増している場合に障害物等の回避行動と判断して、ばね上、ばね下両加速度の一方、或いは両方をアクチュエータが発生する推力によって直接制御してばね上、ばね下両質量の一方、或いは両方の慣性力を発生させてこれの反力を接地面に作用させることにより、操舵輪の接地荷重を一時的に増大させ、タイヤのグリップ力の発生限界を高め、安定に効率良く旋回することが可能となる。このとき、操舵反力の発生のための操舵状態の検出用センサ、判断手段と接地荷重制御のための操舵限界の予測または検出用センサ、判断手段とを共通化することで、構造が簡単になり、部品点数が削減される。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明が適用された車両の能動型懸架装置の概略システム構成図。

【図2】本発明が適用された車両の電動パワーステアリング装置の要部の概略構成を模式的に示す図。

【図3】本発明が適用された車両の電動パワーステアリング装置のブロック図。

【図4】本発明の作動要領を説明するフローチャート。

【図5】付加反力設定部のブロック図。

【図6】本発明の原理を説明するためのモデル図。

【図7】(a)は従来の前輪駆動車の旋回時の概念的な接地荷重分布図、(b)は本発明が適用された前輪駆動車の旋回時の概念的な接地荷重分布図。

【図8】一般的な能動型懸架装置のモデル図。

【図9】車体重心位置と接地位置との関係を示す説明図。

【図10】力、モーメント、並びに座標系の向きの関係を示す説明図。

【符号の説明】

1 タイヤ

2 上サスペンションアーム

3 下サスペンションアーム

4 車体

5 アクチュエータ

6 ピストン

7・8 油室

9 油圧ポンプ

10 サーボ弁

11 ピストンロッド

12 アキュムレータ

13 アンロード弁

14 オイルフィルタ

15 逆止弁

50 16 圧力調整弁

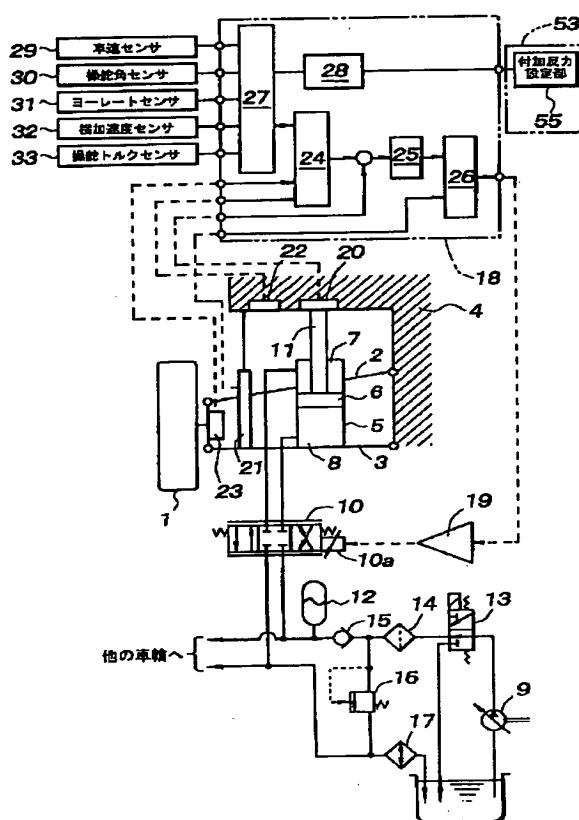
9

17 オイルクーラ
 18 電子制御ユニット (ECU)
 19 サーボ弁ドライバ
 20 荷重センサ
 21 ストロークセンサ
 22 ばね上加速度センサ
 23 ばね下加速度センサ
 24 目標荷重演算部
 25 安定化演算部
 26 变位制限比較演算部
 27 路面状態検出部
 28 切り過ぎ判定部
 29 車速センサ
 30 操舵角センサ
 31 ヨーレートセンサ
 32 横加速度センサ
 33 操舵トルクセンサ

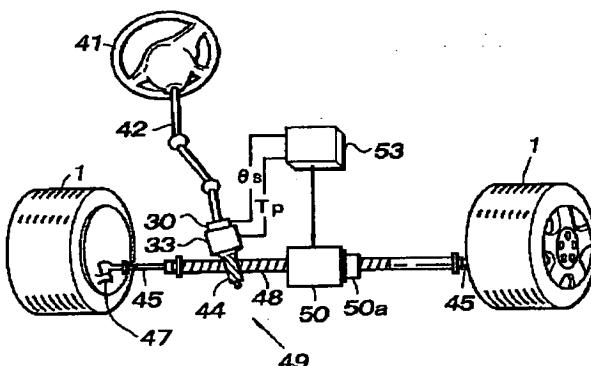
10

* 41 ステアリングホイール
 42 ステアリングシャフト
 44 ピニオン
 45 タイロッド
 47 ナックルアーム
 48 ラック軸
 49 手動操舵力発生手段
 50 電動機
 50a ボールねじ機構
 51 ECU
 52 出力目標値設定部
 53 電動機出力制御部
 54 電動機電流検出部
 55 付加反力設定部
 62 演算器
 63 微分器
 * 64 付加反力マップ

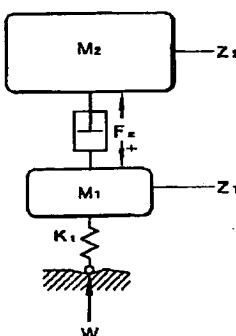
【図1】



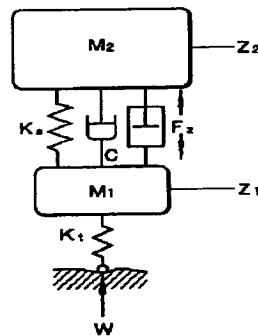
【図2】



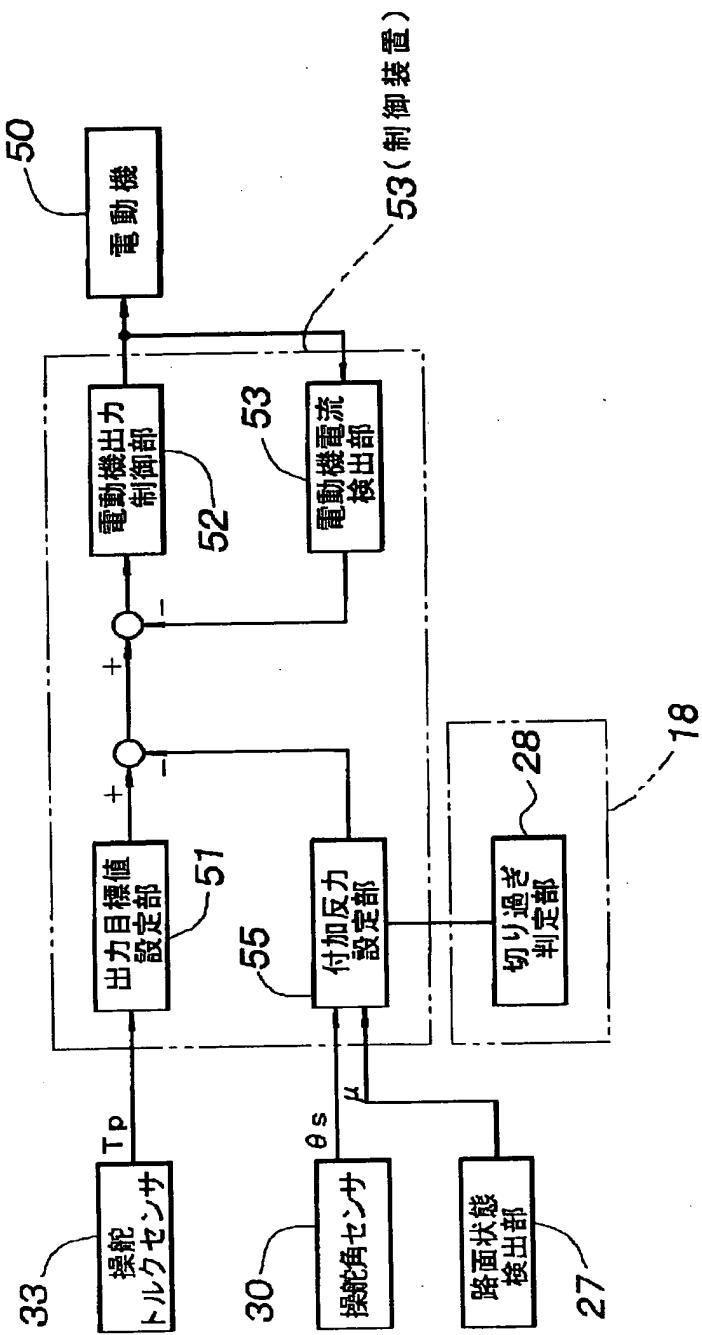
【図6】



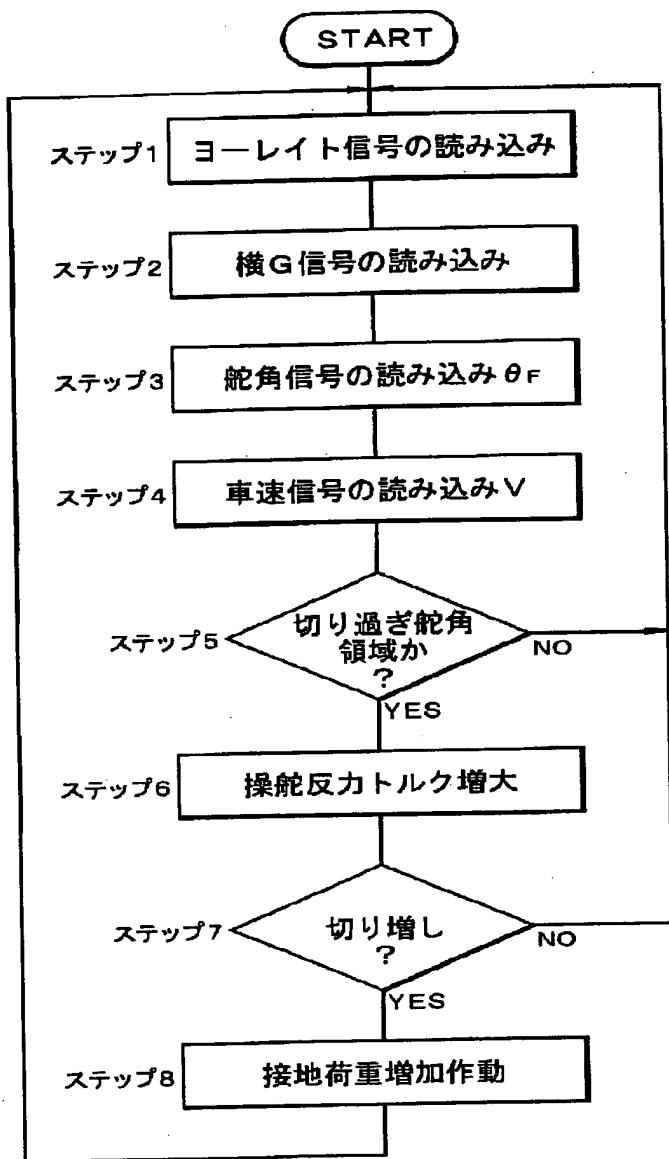
【図8】



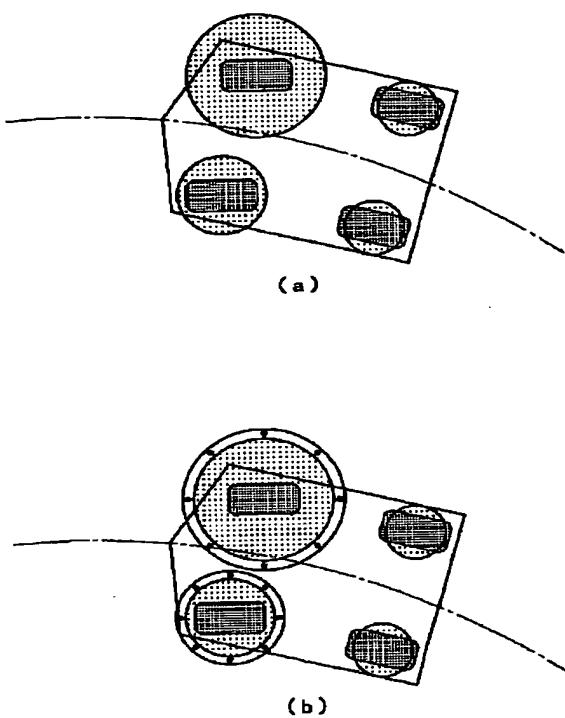
【図3】



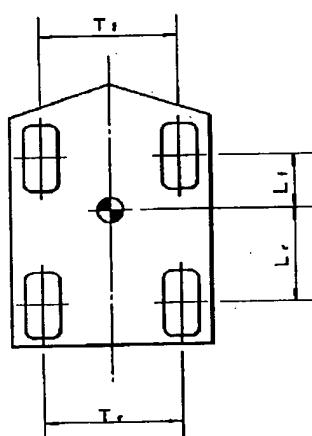
【図4】



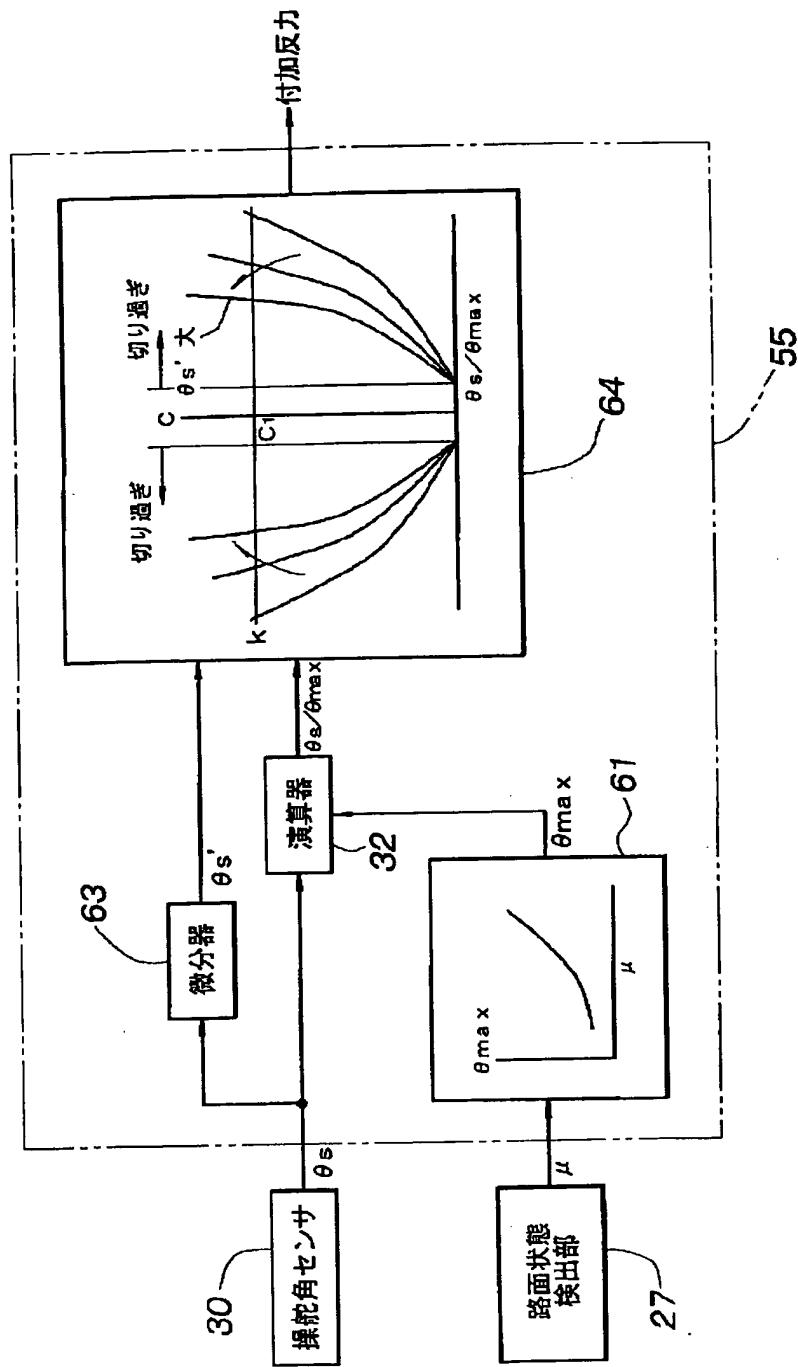
【図7】



【図9】



【図5】



【図10】

